

Международная научно-практическая конференция
«Актуальные проблемы современного машиностроения»

аппарат интервального исчисления дает гораздо больше возможностей для учета возможных несовершенств форм и размеров реальных конструкций, недостаточности данных о физических свойствах материалов, неопределенности видов и величин температурных, силовых и прочих нагрузок.

Выводы. Интервальные векторные и тензорные объекты, инвариантные относительно преобразования систем координат, используются для решения задачи термоупругости. Результаты расчетов показывают, что возможна оценка диапазонов изменения характеристик напряженного и деформированного состояния деталей машин и механизмов при заданных диапазонах изменения входных данных. Предложенный аппарат интервальных операций над векторными и тензорными объектами может быть использован для решения прикладных инженерных задач в условиях неполноты исходной информации о свойствах материалов, параметрах изделий, размерах конструкций, начальных и граничных условиях, при использовании методов нечеткой логики, статистического моделирования и проч.

Литература.

1. Алефельд Г., Херцбергер Ю. Введение в интервальные вычисления. – М.: Мир, 1987. – 360 с.
2. Добронев Б.С., Шайдунов В. В. Двусторонние численные методы. Новосибирск: Наука, 1990. – 208 с.
3. Калмыков С. А., Шокин Ю. И., Юлдашев З. Х. Методы интервального анализа. Новосибирск: Наука, 1986.
4. Бояришинов М.Г. Интервальные векторы и тензоры в прикладных инженерных задачах // Инж.-физ. журнал. – 2011. – Т. 84. – №. 2. – С. 418-428.
5. Теория тепломассообмена // С.И. Исаев, И.А. Кожин, В.И. Кофанов и др.; Под. ред. А.И. Леонтьева. – М.: Высш. школа, 1979. – 495 с.
6. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
7. Амензаде Ю.А. Теория упругости. – М.: Высшая школа, 1976. – 272 с.

**ВЛИЯНИЕ РАБОЧИХ НАГРУЗОК НА ЭЛЕМЕНТЫ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО
УСТРОЙСТВА ЭКСКАВАТОРОВ-МЕХЛОПАТ**

*А.А. Хорешок, д.т.н., проф., И.Д. Богомолов, д.т.н., проф., П.В. Буянкин, ст. преп.,
А.В. Воробьев, к.т.н., доц.*

*Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского
Томского политехнического университета
652055, Кемеровская обл., г. Юрга, ул. Ленинградская, 26
E-mail: vorob@tpu.ru*

Экскаваторы-мехлопаты на открытых горных работах являются ведущим звеном технологического процесса добычи полезного ископаемого, причем эксплуатируются в сложных условиях. Внеплановые простои экскаваторов, неизбежно возникающие в процессе эксплуатации, оказывают негативное влияние на эффективность работы всего предприятия.

Анализ внеплановых простоев парка экскаваторов-мехлопат, крупнейшей компании по добыче угля открытым способом - ОАО «УК «Кузбассразрезуголь», позволил установить, что одним из наиболее часто встречающихся отказов являются поломки элементов опорно-поворотного устройства, при этом количество поломок центральной цапфы составляет до трети от всех отказов. Среднее время восстановления работоспособности оставляет до 48 часов, что связано с необходимостью наличия запасных частей, механизации ремонтных работ и пр.

Как установлено, при выполнении экспертных обследований экскаваторов с различными сроками службы, одним из распространенных дефектов центральных цапф являются трещины ее верхней части, проводящие к излому, поэтому для более полного изучения причин разрушения был проведен фрактографический анализ поверхности излома. В результате этого выявлено направление развития дефекта и предположены условия его образования, а именно воздействие при эксплуатации основных и аварийных нагрузок.

Также установлено, что наибольшему износу (раскатыванию) подвержена передняя часть верхнего рельса. Это свидетельствует о наибольших рабочих нагрузках, возникающих при эксплуатации в сложных забоях при наличии наклона экскаватора.

При анализе справочной [1] и конструкторской [2] документации установлено, что при расчете опорно-поворотных устройств карьерного экскаватора ЭКГ-10, не учитываются динамические нагрузки, возникающие от движения и степени наполнения ковша горной массой за время черпания.

Наклон экскаватора и его поворотной платформы в указанных материалах не принимался, поэтому его наличие также служит дополнительной причиной увеличения нагрузок.

С учетом вышеизложенного, для оценки влияния усилий резания и напора, наклона поворотной платформы на опорно-поворотное устройство экскаватора ЭКГ-10 выведены формулы расчета рабочих или эксплуатационных нагрузок [3]. Схема расположения элементов его механической системы приведена на рис. 1.

На рисунке 1 и последующих формулах приведены следующие обозначения: $G_{пр}$, $G_{п.пл.}$, $G_{подв}$, $G_{стр}$, $G_{лест}$, $G_{рук}$, $G_{гр\ i}$ – массы противовеса, поворотной платформы с расположенным на ней оборудованием, подвески стрелы (канаты, подкосы и пр.), лестницы стрелы, ковша с подвеской и руко-

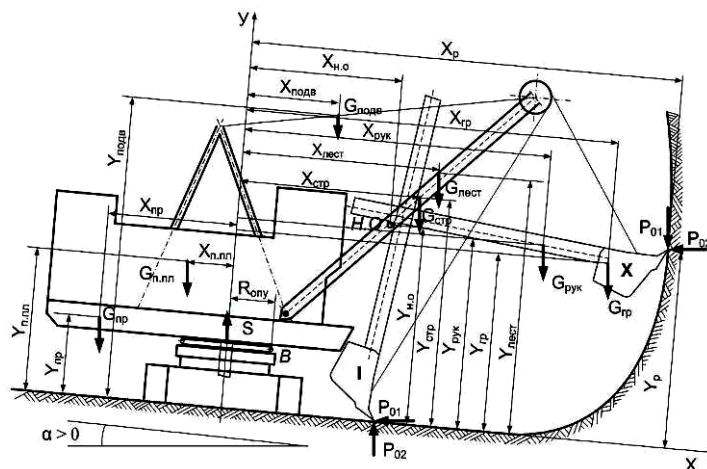


Рис. 1. Схема расположения элементов механической системы экскаватора ЭКГ-10 при определении нагрузок на его опорно-поворотное устройство

яты, вес грунта в i -том положении ковша за время черпания ($i=1...10$), G – общий вес механической системы, $X_{пр}$, $X_{п.пл.}$, $X_{подв}$, $X_{стр}$, $X_{лест}$, $X_{рук}$, $X_{гр\ i}$, X_G , $Y_{пр}$, $Y_{п.пл.}$, $Y_{подв}$, $Y_{стр}$, $Y_{лест}$, $Y_{рук}$, $Y_{гр\ i}$, Y_G – координаты центра масс противовеса, поворотной платформы с расположенным на ней оборудованием, подвески стрелы, лестницы стрелы, ковша с подвеской и рукояти, а также механической системы, $X_{н.о.}$ и $Y_{н.о.}$ – координаты напорной оси, X_p и Y_p – координаты точки приложения точки резания – P_{01} и усилия напора – P_{02} , S – отрывающее усилие в центральной цапфе, $R_{опу}$ – радиус роликового круга, B – место (точка) расположения переднего ролика, α – угол наклона в продольном направлении. На рисунке 1 не показаны: β – угол наклона в поперечном направлении и dK/dt – количество движения механической системы, зависящей от движения ковша и рукояти и наполнения ковша горной массой, $G_{гр}^{max}$ – максимальный вес грунта в ковше, $K_{zi}=0,1 \dots 1$ – коэффициент заполнения ковша грунтом в его i -том положении ($i=1...10$), $l_{рук\ н.о.}^{рук}$ – расстояние от центра массы рукояти до напорной оси, V – скорость выдвигания рукояти, $l_{гр\ н.о.}^{гр}$ – расстояние от центра массы грунта в ковше до напорной оси, ω – угловая скорость поворота ковша и рукояти относительно напорной оси, a – расстояние от зуба до центра массы ковша, t – время черпания.

Координаты центра масс механической системы вращающейся части экскаватора, определены в зависимости от движения и степени наполнения ковша горной массой при черпании:

$$X_{C_i} = \frac{(X_{пр} \cdot G_{пр} + X_{п.пл.} \cdot G_{п.пл.} + X_{подв} \cdot G_{подв} + X_{стр} \cdot G_{стр} + X_{лест} \cdot G_{лест} + X_{рук_i} \cdot G_{рук} + X_{гр_i} \cdot G_{гр_i})}{G}, \quad (1)$$

$$Y_{C_i} = \frac{(Y_{пр} \cdot G_{пр} + Y_{п.пл.} \cdot G_{п.пл.} + Y_{подв} \cdot G_{подв} + Y_{стр} \cdot G_{стр} + Y_{лест} \cdot G_{лест} + Y_{рук_i} \cdot G_{рук} + Y_{гр_i} \cdot G_{гр_i})}{G}, \quad (2)$$

Вес грунта в ковше определяется формулой:

$$G_{гр_i} = G_{гр}^{max} \cdot K_{zi}, \quad (3)$$

Координаты центра тяжести грунта в ковше в i -том положении за время черпания:

$$X_{гр_i} = X_{н.о.} + (V \cdot t_i + l_{н.о.}^{рук}) \sin \omega t_i, \quad (4)$$

$$Y_{гр_i} = Y_{н.о.} - (V \cdot t_i + l_{н.о.}^{рук}) \cos \omega t_i, \quad (5)$$

Координаты центра тяжести рукояти и ковша в i -том положении за время черпания:

$$X_{рук_i} = X_{н.о.} + (V \cdot t_i + l_{н.о.}^{рук}) \sin \omega t_i, \quad (6)$$

$$Y_{рук_i} = Y_{н.о.} - (V \cdot t_i + l_{н.о.}^{рук}) \cos \omega t_i, \quad (7)$$

Координата X_{Gi} точки пересечения линии действия равнодействующей всех сил тяжести поворотной платформы или веса G с ее опорной поверхностью, имеется при наличии наклона, при этом передний ролик (т.В) является ребром опрокидывания, проявляющимся при потере устойчивости:

$$X_{Gi} = X_{Gi} + Y_{Gi} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (8)$$

Потеря устойчивости поворотной платформы приводит к увеличению отрывающего усилия S в центральной цапфе, зависящего от времени черпания, усилий резания и напора:

$$S_i = -\frac{1}{1,9} [G \cdot (1,9 - X_{Ci}) \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta - Y_{Ci} \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta] + \\ + (X_p - 1,9) ((-P_{01} \cdot \sin(\omega t_i) + P_{02} \cdot \cos(\omega t_i)) + \\ + Y_p (P_{01} \cdot \cos(\omega t_i) + P_{02} \cdot \sin(\omega t_i))) \quad (9)$$

В результате изучения построенной в программе Mathcad траектории центра масс поворотной платформы установлено, что при наклоне платформы на 12 градусов координаты точки пересечения линии действия веса G с опорной поверхностью радиусом $R_{опу}=1900$ мм изменяются от 0,27 до 2,41 м, что приводит к потере устойчивости платформы. При этом нахождение этой координаты над передним роликом будет при наклоне экскаватора в продольном направлении в 4 градуса при завершении черпания (рис.2).

С использованием теоремы об изменении главного вектора количества движения механической системы определены основные реакции связей в опорно-поворотном устройстве (см. рис. 1 и 3), которые даны в формулах 10-12.

Основные нагрузки, выраженные через реакции связей, воздействующие на опорно-поворотное устройство:

$$N_x = \sum N_x^{ст} + \sum N_x^{дин} = (-\sum G_{ix}) - (P_{01x} + P_{02x} - \frac{dK_x}{dt}) = -\sum G_{ix} - P_{01x} - P_{02x} + \frac{dK_x}{dt} = \\ = -[G_{пр} + G_{п.пл.} + G_{подв} + G_{стр} + G_{лест} + G_{рук} + K_3 \cdot t] \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta - \\ - P_{01} \cdot \cos(\omega t_i) - P_{02} \cdot \sin(\omega t_i) + K_3 [(V \cdot t + l^{рук}_{н.о.} + a) \omega \cdot \cos(\omega t_i) + V \cdot \sin(\omega t_i)] + \\ + K_3 \cdot t [(V \cdot t + l^{рук}_{н.о.} + a) (-\omega^2 \cdot \sin(\omega t_i) + 2V\omega \cdot \cos(\omega t_i)) + \\ + G_{рук} [(V \cdot t + l^{рук}_{н.о.}) (-\omega^2 \sin(\omega t_i)) + 2V\omega \cdot \cos(\omega t_i)] \quad (10)$$

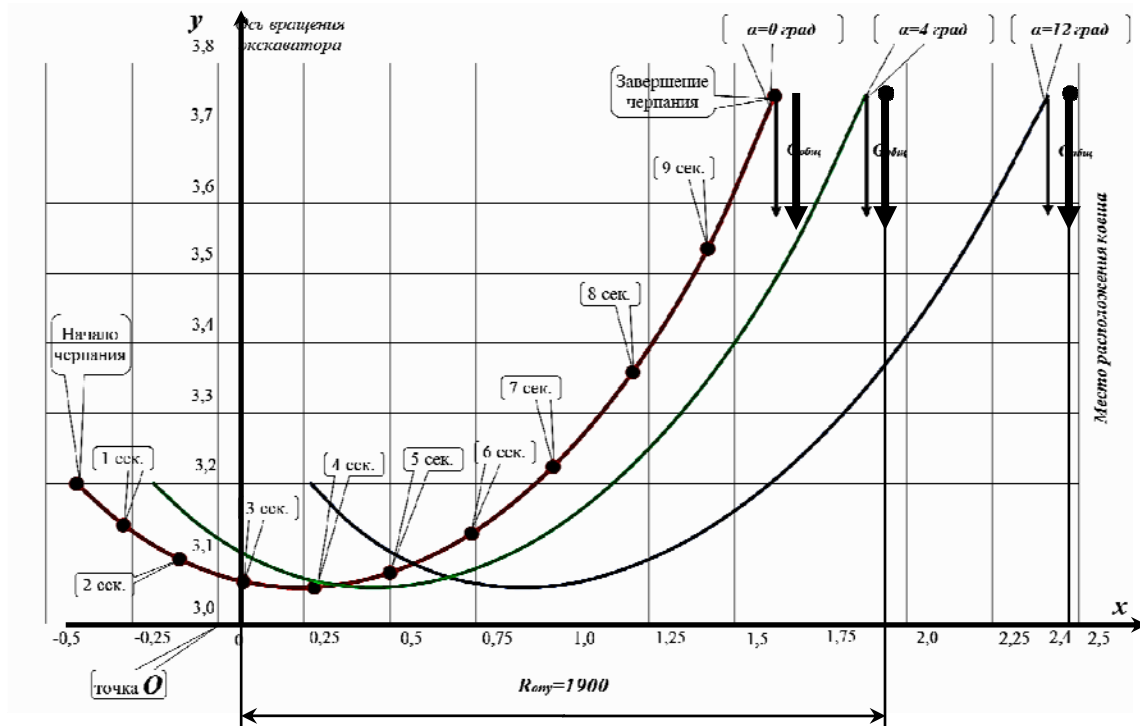


Рис. 2. Траектория центра масс механической системы поворотной платформы экскаватора ЭКГ-10 и узлов, расположенных на ней, при различных углах наклона поворотной платформы

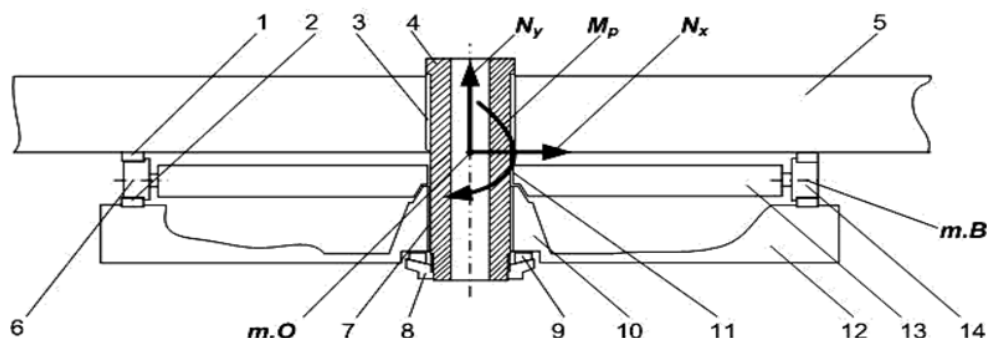


Рис. 3. Схема общей конструкции опорно-поворотного устройства и расположения реакций связей: 1 – верхний рельс, 2 – нижний рельс, 3 – втулка (верхний и нижний пояса) поворотной платформы, 4 – центральная цапфа, 5 – поворотная платформа, 6 – роликовый круг, 7 – втулка нижней рамы, 8 – гайка центральной цапфы, 9 – сферическая шайба, 10 – отливка нижней рамы, 11 – втулка сепаратора роликового круга, 12 – нижняя рама, 13 – сепаратор роликового круга, 14 – передний ролик (точка В), N_x – горизонтальная составляющая нагрузок, N_y – вертикальная составляющая нагрузок, M_p – реактивный (изгибающий) момент.

$$N_y = \sum N_y^{ст} + \sum N_y^{дин} = (-\sum G_{iy}) - (P_{01y} + P_{02y} - \frac{dK_y}{dt}) = -\sum G_{iy} - P_{01y} - P_{02y} + \frac{dK_y}{dt} =$$

$$= [G_{пр} + G_{п.пл} + G_{подв} + G_{стр} + G_{лест} + G_{рук} + K_3 \cdot t] \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta +$$

$$- P_{01} \sin(\omega t_i) - P_{02} \cos(\omega t_i) + K_3 [(V \cdot t + l^{рук}_{н.о.} + a) \omega \cdot \sin(\omega t_i) - V \cos(\omega t_i)] +$$

$$+ K_3 \cdot t [(V \cdot t + l^{рук}_{н.о.} + a) \omega^2 \cos(\omega t_i) + 2V \omega \cdot \sin(\omega t_i)] +$$

$$+ G_{рук} [(V \cdot t + l^{рук}_{н.о.}) \omega^2 \cos(\omega t_i) + 2V \omega \cdot \sin(\omega t_i)]$$

$$M_p = (Y_{пр} \cdot G_{пр} + Y_{п.пл} \cdot G_{п.пл} + Y_{подв} \cdot G_{подв} + Y_{стр} \cdot G_{стр} + Y_{лест} \cdot G_{лест} + Y_{рук} \cdot G_{рук} + Y_{гр} \cdot K_3 \cdot t) g \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta +$$

$$+ (X_{пр} \cdot G_{пр} + X_{п.пл} \cdot G_{п.пл} + X_{подв} \cdot G_{подв} + X_{стр} \cdot G_{стр} + X_{лест} \cdot G_{лест} + X_{рук} \cdot G_{рук} + X_{гр} \cdot K_3 \cdot t) g \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta -$$

$$- Y_p (P_{01} \cdot \cos(\omega t_i) + P_{02} \cdot \sin(\omega t_i)) - X_p (-P_{01} \cdot \sin(\omega t_i) + P_{02} \cdot \cos(\omega t_i)) +$$

$$+ Y_{рук} \cdot G_{рук} \cdot \ddot{X}_{рук} + Y_{гр} \cdot G_{гр} \cdot \ddot{X}_{гр} - X_{рук} \cdot G_{рук} \cdot \ddot{Y}_{рук} - X_{гр} \cdot G_{гр} \cdot \ddot{Y}_{гр}$$

В результате аналитических расчетов в программе Mathcad получены значения максимальных нагрузок, которые приведены в табл.1.

Таблица 1

Значения максимальных расчетных нагрузок
в опорно-поворотном устройстве ЭКГ-10

№ п/п	Параметр	Без наклона		При наличии наклона в 12 градусов	
		начало черпания	завершение черпания	начало чер- пания	завершение черпания
1.	Отрывающая нагрузка, кН	-624	2376	-542	2494
2.	Горизонтальная нагрузка, кН	334,9	90,9	867,4	674,2
3.	Момент реактивный, кН*м	-1758,8	9050	-28,1	11122
4.	Вертикальная нагрузка, кН	2472	3154	2406	3082

Анализ полученных результатов показывает, что воздействие внешних сил (рабочих или эксплуатационных нагрузок) приводит к знакопеременным значениям нагрузок в опорно-поворотном устройстве, которые негативно влияют на его элементы и приводят к изменению напряжений, следовательно к износу элементов и поломкам оборудования.

Для комплексной оценки воздействия рабочих нагрузок на опорно-поворотное устройство выполнен расчет напряженно-деформированного состояния, с использованием системы SolidWorks Simulation. Геометрическая модель опорно-поворотного устройства экскаватора ЭКГ-10 (в разрезе) выполненная с приложением максимальных расчетных нагрузок приведена на рис.4.

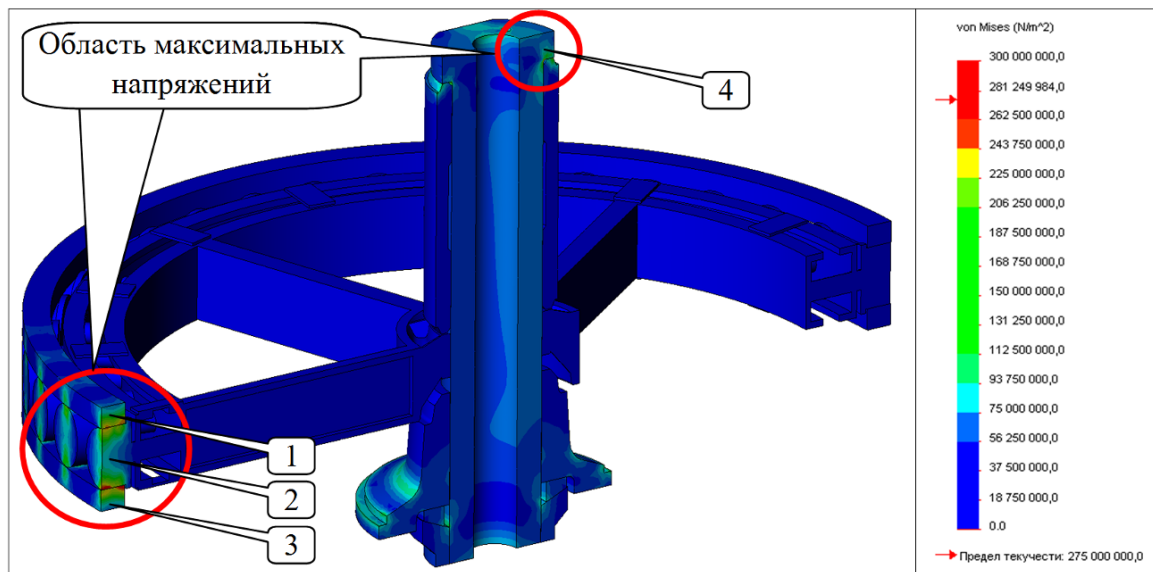


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в опорно-поворотном устройстве: 1 – верхний рельс, 2 – передний ролик, 3 – нижний рельс, 4 – центральная цапфа

Установлено, что наиболее нагруженным элементом опорно-поворотного устройства является центральная цапфа. Максимум напряжений на цапфе расположен в области галтели, дополнительным концентратором напряжений является отверстие под рымболт, выходящее на вертикальную стенку цапфы. На рис. 5 изображена центральная цапфа и показана ее область, в которой полученные напряжения превышают предел текучести материала (275 МПа для стали 40).

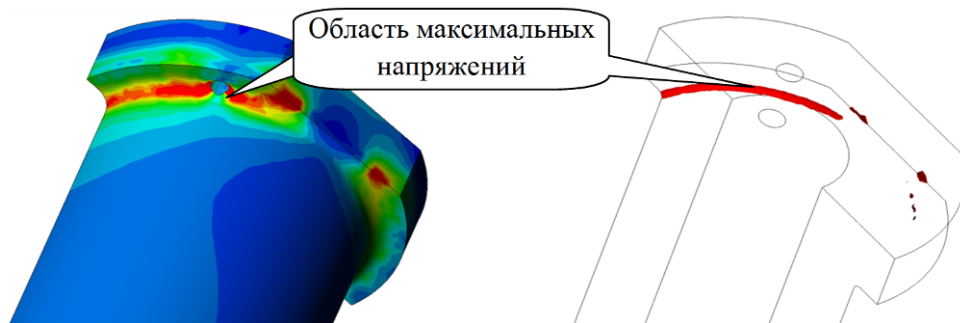


Рис. 5. Область центральной цапфы с напряжениями, превышающими предел текучести материала (0,4% от объема рассчитываемой конструкции)

Рассматривая, полученные методом конечных элементов, результаты, получено подтверждение причин поломок центральной цапфы и износа верхнего рельса опорно-поворотного устройства.

Имеющиеся максимальные напряжения на центральной цапфе превышают предел текучести материала, следовательно, являются причиной разрушения. Также подтверждено, что отверстие под рымболт является дополнительным концентратором.

Изучение характера нагружения мест контакта верхнего рельса и роликов роликового круга также подтверждает, что наиболее нагружены семь передних роликов, при этом передний подвержен максимальным напряжениям.

Для снижения влияния рабочих нагрузок на конструкцию центральной цапфы предложен перенос отверстий под рымболты ближе к оси (было 230 мм, предложено 165 мм) и увеличение радиуса галтели с 10 до 25 мм, что не повлечет значительного изменения конструкции остальных (сопряженных) элементов опорно-поворотного устройства.

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния опорно-поворотного устройства с центральной цапфой, имеющей усовершенствованную конструкцию, приведены на рис.6.

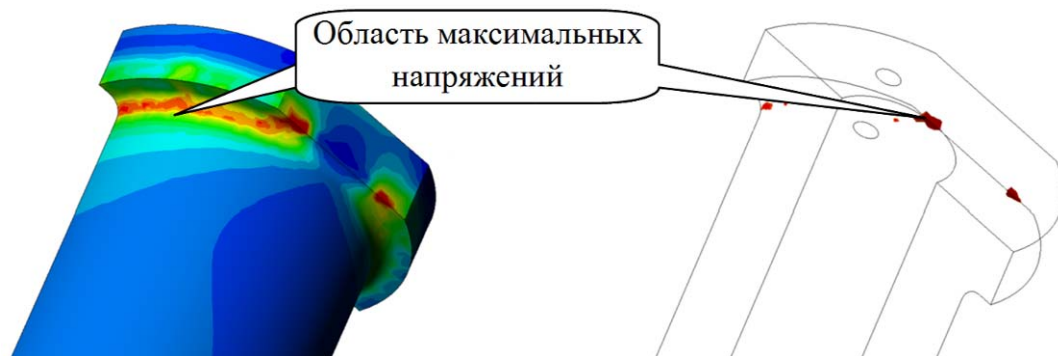


Рис. 6. Область центральной цапфы усовершенствованной конструкции, в которой напряжения превышают предел текучести материала (0,04% от объема рассчитываемой конструкции)

Данная картина свидетельствует о снижении рабочих нагрузок на элементы опорно-поворотного устройства в 10 раз, соответственно будут снижены внеплановые отказы по причине разрушения конструкции, следовательно возрастет коэффициент технической готовности экскаватора в целом.

Литература.

1. Подэрни, Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: учеб. для вузов. – 6-е изд. – М.: МГТУ, 2007. – 680 с.
2. ПО «Ижорский завод им. Жданова» «Расчет моментов инерции экскаватора ЭКГ-10. 3532.00.00.000 PP1» (1983 г.)
3. Хорешок, А.А. Исследование причин наклона поворотной платформы экскаватора-мехлопаты и оценка их воздействия на нагрузки опорно-поворотного устройства. / А.А. Хорешок, Е.К. Соколова, П.В. Буянкин // Горное оборудование и электромеханика. – 2014. – №3. – С. 11–14.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЙ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГЕОХОДА

М.Ю. Блащук, к.т.н., доц., А.А. Дронов, асп., Д.А. Михеев, студент

Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского

Томского политехнического университета

652055, Кемеровская область, г.Юрга, ул. Ленинградская, 26, тел. 8(38451)-6-05-37

E-mail: mby.tpu@gmail.com

Введение

Геоход – новый класс горной техники в основу конструктивных решений которого положена общая концептуальная модель, разработанная авторами [1]. В основе работы модели лежит принцип ввинчивания ограждающей оболочки в массив, т.е. окружающий массив выполняет функцию гайки, а оболочка – винта, что является принципиальной отличительной особенностью геоходов. При таком перемещении геоход, в отличие от проходческих щитов не отталкивается от торцевой поверхности монолитной или другой крепи, а использует для перемещения предварительно сформированную систему винтовых законтурных каналов.

Основные отличия геоходов от традиционного проходческого оборудования [2,3]:

- принцип работы;
- наличие новых функционально-конструктивных элементов;
- общая функционально-компоновочная схема;
- конструктивные особенности геоходов позволяют реализовать постоянное по величине и непрерывное во времени напорное усилие на исполнительном органе, при этом разрушение массива горных пород будет происходить с постоянным контактом исполнительного органа с поверхностью забоя, что обеспечит устойчивость, как самого забоя, так и призабойной зоны;
- возможность реализации на исполнительном органе любых напорных усилий (возможность создания исполнительных органов (ИО) для разрушения крепких пород);
- качественно новые функциональные возможности, т.е. геоход может выполнять свои функции при любом пространственном положении.